

# 小型レーシングカーの操舵力特性の改善

著者	前田 拓磨, 森 和典
雑誌名	久留米工業大学研究報告
号	37
ページ	1-9
発行年	2015-03-16
URL	<a href="http://id.nii.ac.jp/1503/00000023/">http://id.nii.ac.jp/1503/00000023/</a>



〔論 文〕

# 小型レーシングカーの操舵力特性の改善

前田 拓磨<sup>\*1</sup>・森 和典<sup>\*2</sup>

Improvement of Steering Effort Characteristics on Small Type Racing Car

Takuma MAEDA<sup>\*1</sup> and Kazunori MORI<sup>\*2</sup>

## Abstract

Generally, in small-type racing cars, it is difficult to balance the vehicle dynamics capability and the steering effort characteristics because of the restriction of the vehicle specifications. By analyzing steering effort using a simple steering model and a mechanism analysis that uses 3D-CAD etc. on the vehicle with the double wishbone type suspension and the R&P type steering system, the researchers clarify a method that can coexist making the suspension/steering geometry the target characteristics and achieving the decrease of steering effort.

**Key Words** : Racing car, Vehicle dynamics, Suspension, Steering, Geometry, Steering effort

## 1. まえがき

JSAE フォーミュラカー（JSAE カーと記述する）は、オープンホイールタイプの小型レーシングカーの範疇に入り、車両レイアウト上、サスペンションやステアリングのリンク長を短くせざるを得ないなどサスペンション／ステアリング・リンクのジオメトリを決定する際の制約が多く、目標とする走行性能を確保しつつ操舵力の適正化を図ることは克服すべき課題のひとつである。

そこで、JSAE カーのダブルウィッシュボーン式フロントサスペンションに関して、ステアリングおよびサスペンション・ジオメトリの観点から、目標のジオメトリ特性の確保と操舵力低減の両立を図る方法を検討したのでその概要を報告する。

## 2. ステアリングの簡易モデルによる操舵力解析

### 2・1 記号の説明

本報の中で用いる主な記号とその説明の一覧を示す。

$C_S$ : ステアリングホイール～コラムシャフト部の減衰係数	$F$ : ピニオン・ギヤから伝達されるラックギヤ推力
$F_{cj}$ : コーナリングフォース	$F_h$ : ステアリングホイール操舵力
$F_r$ : タイヤ発生力による抵抗やラック軸受等の摩擦力	$F_T$ : ラック部の全推力
$I_C$ : コラムシャフト部の慣性モーメント	$I_h$ : ステアリングホイール部の慣性モーメント
$I_P$ : ピニオン・ギヤの慣性モーメント	$I_w$ : キングピン軸回りの慣性モーメント
$K_S$ : ステアリングホイール～コラムシャフト部のねじり剛性	$K_t$ : ラック～ピニオン・ギヤ部のねじり剛性
$M_j$ : 操舵力によるキングピン軸回りモーメント	$M_{SA7j}$ : セルフ・アライニング・トルク
$M_{\theta}$ : タイヤ発生力によるキングピン軸回りモーメント	
$T_h$ : ステアリングホイール操舵トルク $T_h = F_h d_h$	
$P_s$ : アシスト力, パワーステアリング装置が無い場合は $P_s = 0$	
$d_h$ : ステアリングホイールの直径	$l_3$ : ナックルアーム長
$m$ : ラック・ギヤ部の等価質量	$r_p$ : ラック・ギヤのピッチ円半径

<sup>\*1</sup> (株) ヨロズ  
平成26年10月28日受理

<sup>\*2</sup> 交通機械工学科

$x$ : ラック・ストローク	$\alpha_j, \alpha$ : ラック軸とサイドロッドのなす角
$\beta_j, \beta$ : サイドロッドとナックルアームのなす角 (トグル角)	$\varphi_j, \varphi$ : キャスタ角
$\delta_j, \delta$ : タイヤ実舵角 (トー角)	$\theta_c$ : コラムシャフト部の回転角
$\theta$ : ステアリングホイール操舵角	
$\theta_P$ : ピニオン・ギヤの回転角	
$\xi_{cj}, \xi_c$ : キャスタ・トレール	$\xi_n$ : タイヤのニューマチックトレール
$\eta_j$ : リンク効率	$\eta_P$ : ラック～ピニオン・ギヤの伝達効率
添字 : $j=o$ は旋回外輪, $j=i$ は旋回内輪	

## 2・2 解析モデル

図1は、ラック・アンド・ピニオン (R&P) 式ステアリング装置の解析モデルを示す。運動方程式は次式により表される<sup>(1)</sup>。

$$\begin{cases} I_h \ddot{\theta} = T_h - C_s(\dot{\theta} - \dot{\theta}_c) - K_s(\theta - \theta_c) \\ I_c \ddot{\theta}_c = -C_s(\dot{\theta}_c - \dot{\theta}) - K_s(\theta_c - \theta) - K_t(\theta_c - \theta_P) \\ I_P \dot{\theta}_P = -r_P F - K_t(\theta_P - \theta_c) \\ m \ddot{x} = F_T = P_s + \eta_P F - F_r \\ I_w \ddot{\delta}_i = M_i - M_n, \quad I_w \ddot{\delta}_o = M_o - M_{to} \end{cases} \quad (1)$$

ただし、 $x = r_P \theta_P$ 。なお、キングピン傾斜角による持ち上げトルクは無視する。

ドライバーの操舵力による旋回内外輪のラック軸力をそれぞれ  $F_{1i}$ ,  $F_{1o}$  とすると、式(1)の第4式の右辺第2項では、

$$\eta_P F = F_{1i} + F_{1o} \quad (2)$$

が成り立つ。

サイドロッドに働く軸力を  $F_{2j}$ 、この  $F_{2j}$  によってナックルアームの軸直角方向に働く力を  $F_{3j}$  とすると、

$$\begin{cases} F_{2j} = F_{1j} \cos \alpha_j \\ F_{3j} = F_{2j} \sin \beta_j \end{cases}$$

の関係があり、

$$F_{3j} = F_{1j} \cos \alpha_j \sin \beta_j \quad (3)$$

となる。したがって、キングピン軸回りのモーメント  $M_j$  は

$$M_j = l_3 F_{3j} = l_3 F_{1j} \cos \alpha_j \sin \beta_j = l_3 F_{1j} \eta_j \quad (4)$$

で与えられる。

ここで、記号の添字  $j$  は旋回外輪の場合  $j=o$ 、旋回内輪の場合  $j=i$  と記す。また、リンク効率を  $\eta_j = F_{3j}/F_{1j}$  とすると、式(3)より  $\eta_j = \cos \alpha_j \sin \beta_j$  を得る。

タイヤのセルフ・アライニング・トルクを  $M_{SATj}$ 、コーナリングフォースを  $F_{cj}$  とすると、タイヤ発生力によるキン

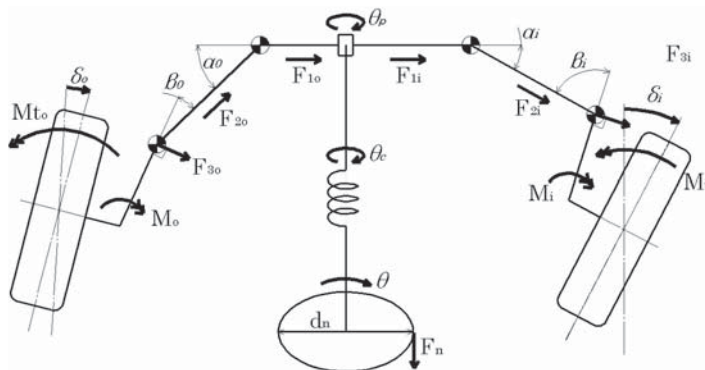


Fig. 1-1 Analysis model of R&P steering system



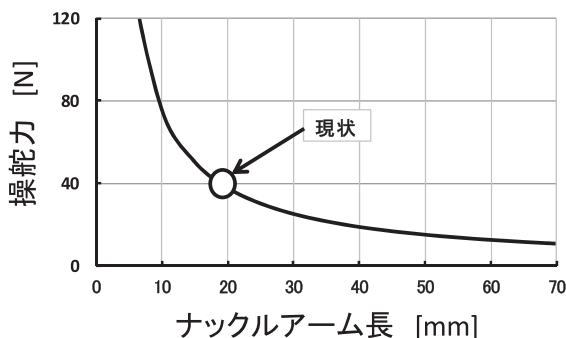


Fig. 2 Steering effort to length of knuckle arm

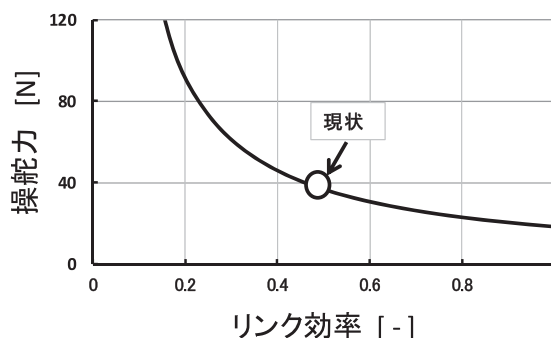


Fig. 3 Steering effort to link efficiency

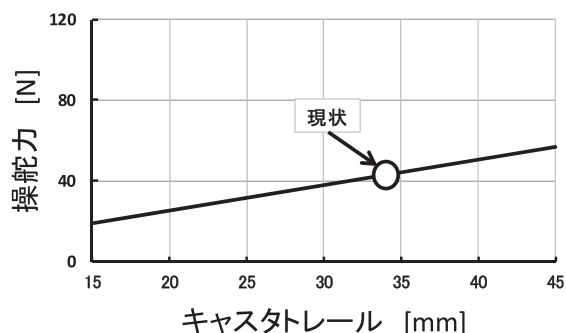


Fig. 4 Steering effort to caster trail

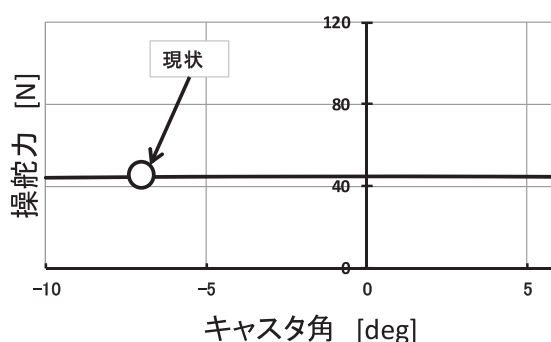


Fig. 5 Steering effort to caster angle

力の大きさを表す。また、対策前（2013年度 JSAE フォーミュラカー仕様）のジオメトリで計算した結果を、図中に「現状」として丸印で記している。なお、掲示した図の計算では、ステアリングホイール直径  $d_h=0.233$  [m]、ニューマチックトレール  $\xi_n=0.006$  [m]、R&P ギヤの伝達効率  $\eta_P=0.98$ 、ピニオンギヤのピッチ円半径  $r_P=0.0175$  [m] とし、タイヤ横力はスリップ角  $1^\circ$  時のコーナリングフォース値を用い  $F_c=440$  [N] とおいた。

簡易な解析モデルを用いた計算結果から、サスペンションおよびステアリング・ジオメトリの観点から操舵力を低減する方法として次のことが判った。

- ①ナックルアーム長  $l_3$  を長くする。
- ②リンク交差角である  $\alpha$  を  $0$  度に、 $\beta$  を  $90$  度に近づける。レイアウト上は逆アッカーマン機構のジオメトリにすると都合が良いが、リンク効率を向上させるためにステアリング・ジオメトリをパラレル・リンク機構に近づける。この場合、タイヤのスリップが減少するため、操舵力低減に効果が期待できる。  
また、ステアリング機構は、サイドロッドを大幅に伸長できるセンター・テイクオフ方式を採用すると、レイアウト的に、またリンク効率向上にも好都合の場合が多くなり、さらにホイールアライメント変化を小さく出来るなどの可能性がある。
- ③キャスタ・トレール  $\xi_c$  およびキャスタ角  $\varphi$  を小さくする。 $\varphi$  を小さくすれば、 $\xi_c$  が小さく出来るが、図 5 より明らかなようにキャスタ角の効果は限定的である。

しかし、図 6 に示すようなオフセット・キャスタ化を図ると  $\xi_c$  を小さくすることができる。

### 3. 操舵力軽減のためのサスペンション／ステアリング・ジオメトリ

#### 3・1 具体的な操舵力軽減策

前章で示したような方策を実際の設計段階で検討する際は、タイヤを大きく操舵したときに周辺部品と干渉しないようにしたり、ステアリング OA ギヤ比やステアリング／サスペンション・ジオメトリなどとの関係を併せて考慮する必要がある。

表 1 は、検討対象の 2013 年度 JSAE フォーミュラカーの主な車両諸元を示す。

JSAE カーは、狭い空間にステアリング装置を搭載しなければならないために、ナックルアーム長とリンク効率は特に密接な相互関係があり、いずれかを変更するとラック取り付けの前後位置まで変更せざるを得なくなる。また、ラッ

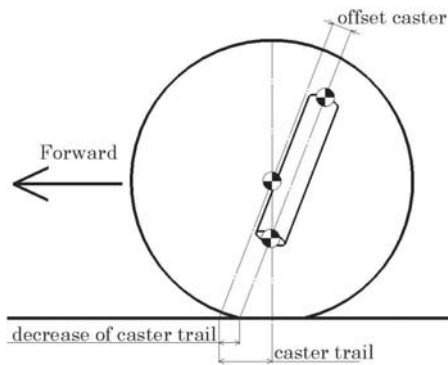


Fig. 6 Offset caster

Table 1 Vehicle specification

車両諸元	
全長 [mm]	2700
全高 [mm]	1350
全幅 [mm]	1270
ホイールベース [mm]	1600
トレッド [mm] 前/後	1200/1180
車両重量 [kg]	215
車体前後配分 前/後	48/52

ク取り付け位置にも制約があるため、相互干渉しないようにナックルアーム長とリンク効率を決める必要がある。

そこで、レイアウトを検討した結果、対策案としてナックルアーム長を50mm、リンク効率をパラレルリンク機構化( $\alpha=0^\circ$ ,  $\beta=90^\circ$ )に設定する。

また、側面図においてキングピン軸が車軸中心を通る一般的な構造では、キャスタトレールはキャスタ角により決定される。操舵力を小さくする目的でキャスタ角を小さくすると直進安定性が低くなる可能性がある。そこで、キングピン軸を車軸中心からオフセットした配置とするオフセット・キャスタ化を図る。これにより、キャスタ角を変更することなく、キャスタトレールを小さくできる。ここでは、対策案としてキャスタトレールを15mmに設定する。

操舵力の具体的な最終目標値は、現状から考えて約50%軽減できるように各数値を設定した。

図7～図10は、それぞれナックルアーム長、リンク効率、キャスタトレールおよびキャスタ角に関する対策案の数値と操舵力の大きさを示す。図中の「変更可能範囲」は、車両のレイアウト上、他の装置や部品と干渉しない寸法・角度等の範囲を意味する。

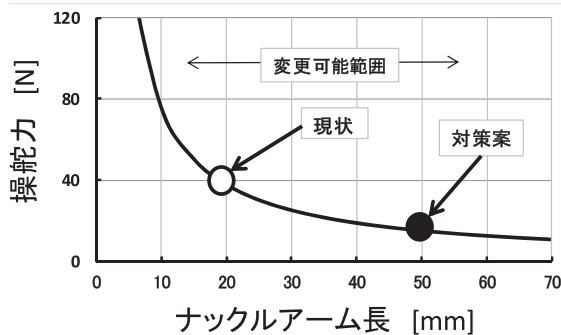


Fig. 7 Measures by length of knuckle arm

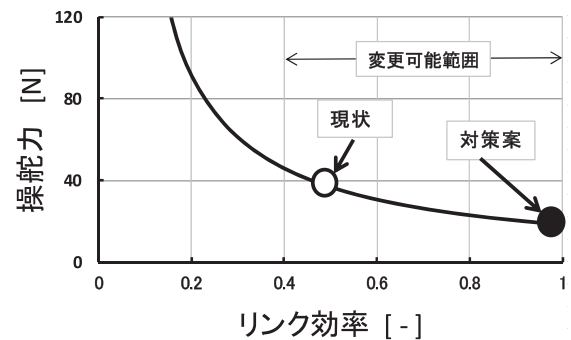


Fig. 8 Measures by efficiency of steering linkage

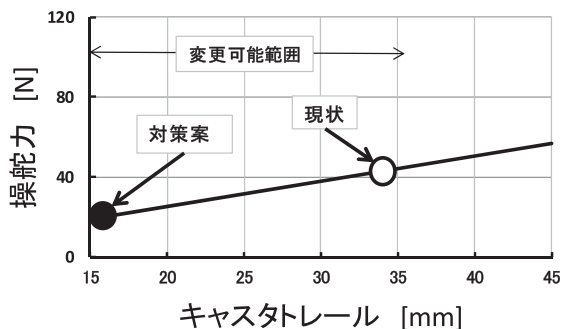


Fig. 9 Measures by caster trail

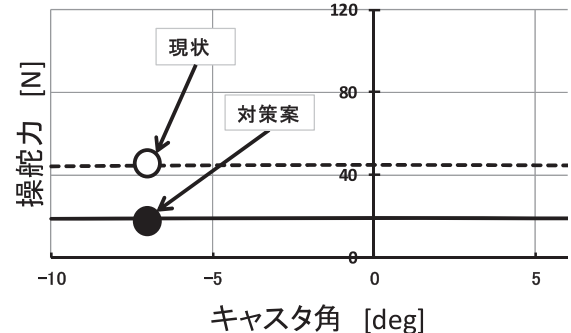


Fig. 10 Measures by caster angle

### 3・2 サスペンション／ステアリング・ジオメトリの目標特性

操舵力低減案に加えて、車両運動性能を確保する観点から、以下の目標特性を満足するようにサスペンション／ステアリング・ジオメトリを決定する。

- ① 旋回運動時において、路面凹凸や制動駆動を伴う場合の車体姿勢変化等による車両ステア特性の急変を防止したり、



直進安定性を確保するために、ホイールストロークに対してトー角変化が起こらないようにする。具体的にはロールステア率を0%とするか、この値に近づける。

- ② 高横Gを伴う旋回運動では、ポジティブ・キャンバ角で生じるキャンバスラストが原因でタイヤの横力を減少しないようにすることが必要である。このためには、路面に対するタイヤの傾きを垂直に保つことで横力の減少を無くすか、積極的にネガティブ・キャンバ化を図りタイヤ横力を増やすことが望まれる。

具体的には、高横G領域で影響が大きい旋回外輪側、つまりバウンド・ストローク側における対地キャンバ角を0°に近づけることを目標とする。

その他、持ち上げトルクとスクラブ半径と関係が深いキングピン傾斜角の適正化、タイヤ横力に影響するタイヤ・スカップおよびロールセンタ高さなど検討すべき項目は数多いが、ここでは、車両運動性能に最も大きな影響を与えるトー角とキャンバ角変化特性に注目して目標を絞り込んだ。

### 3・3 解析方法

ジオメトリ計算では3・1の対策案と3・2の目標特性を満足するように、まずは試行錯誤的に数多くのケースを計算する必要がある。そこで、データの取り扱いが簡単で計算時間が短くて済むMATLAB言語の機構解析プログラム<sup>(2)</sup>を用いる。各ピボット座標が目標特性に与える影響を把握しながら最良のピボット座標を絞り込み、ジオメトリを決定する。

次に、その結果を基にして、3D-CADソフト（Solidworks Motion 解析）を用いた詳細な機構解析を行う。

図11は、サスペンション／ステアリングのジオメトリ計算に用いた3D-CAD解析モデルで、ラック・アンド・ピニオン式ステアリングを配したダブルウィッシュボーン式フロント・サスペンションを示す。アッパーアームの3点、ロアアームの3点、タイロッドおよびナックルアーム・ボールジョイントの2点、車軸の2点の合計10のピボット座標によりジオメトリを計算する。

図12は、バウンド側およびリバウンド側に30mmストロークさせたホイールの部位を示す。計算ではホイールを上下30mmの範囲でストロークさせてアライメントの変化を調べる。アッパーアームボールジョイント、ロアアームボールジョイント、車軸の4点の軌跡を求めて、キャンバ角、トー角、キャスタ角等の変化をグラフ化して調べる。

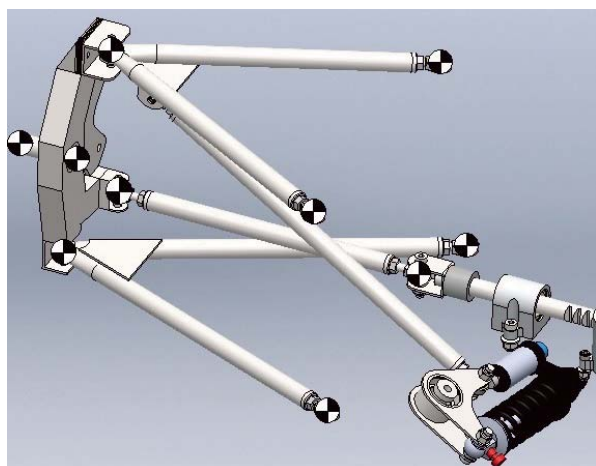


Fig. 11 Calculation model of suspension/steering geometry

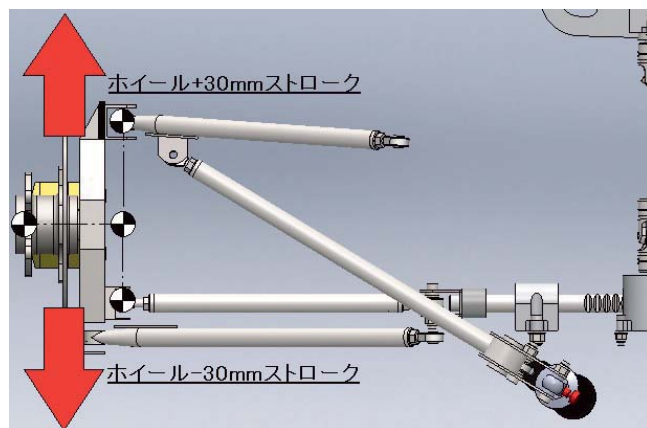


Fig. 12 Wheel stroke in suspension system

### 3・4 解析結果と考察

2013年度に製作されたJSAEフォーミュラカーのジオメトリを現行ベースとして、対策案を検討した。この車両のキャンバ角（対車体）とトー角変化の計算結果を図13に示す。縦軸のホイールストロークに関しては、+側はバウンド、-側はリバウンドを表わしている。横軸のキャンバ角に関しては、+側をポジティブ・キャンバ、-側をネガティブ・キャンバとしている。トー角に関しては、+側をトーイン、-側をトーアウトとしている。旋回外輪側のキャンバ角は、目標とする対地キャンバ角0度のラインから大きく離れていることがわかる。そこで、まずキャンバ角特性の改善から行った。バウンド時にネガティブ・キャンバ、リバウンド時にポジティブ・キャンバ化を図るために、アッパーアームをロアアームに対して短くする必要がある。ここでは、アッパーアームの車体側の座標を変更してロアアームに対して20mm短く設定した<sup>(3)(4)</sup>。この変更によるジオメトリをCase 1と呼ぶことにする。図14はCase 1の計算結果を示す。現行ベ

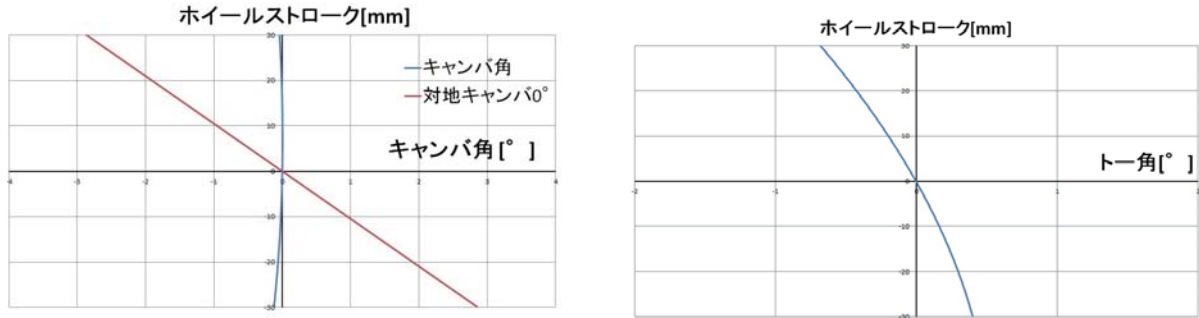


Fig. 13 Characteristics of camber and toe angles (Base car)

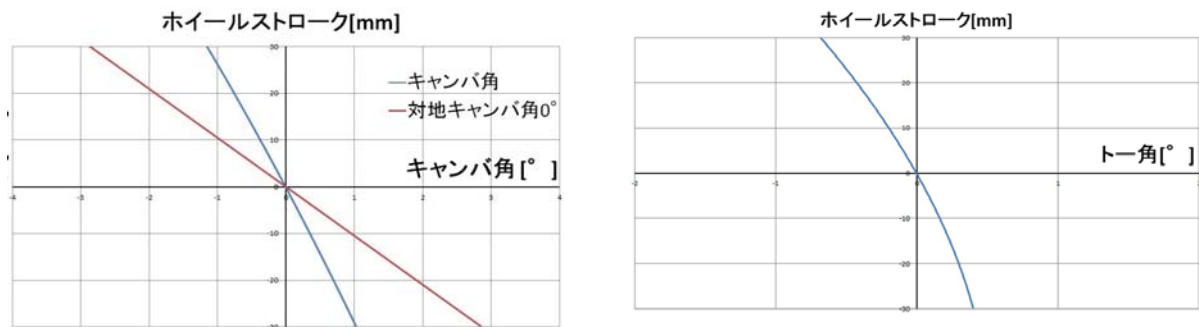


Fig. 14 Characteristics of camber and toe angles (Case 1)

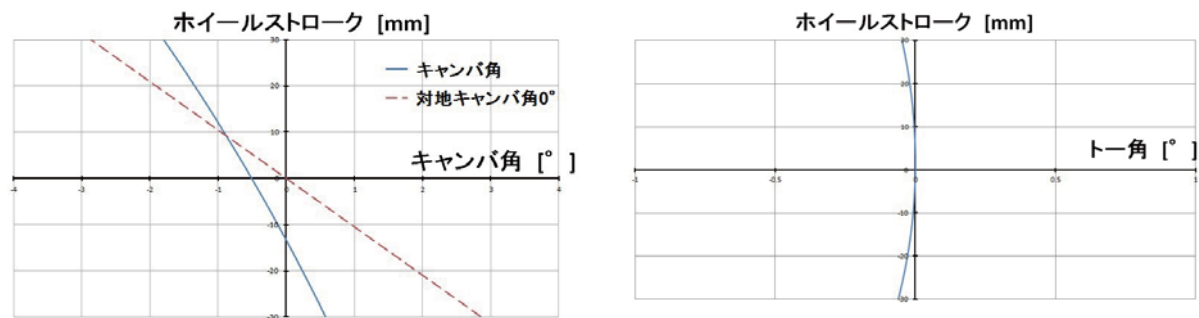


Fig. 15 Characteristics of camber and toe angles (Case 2)

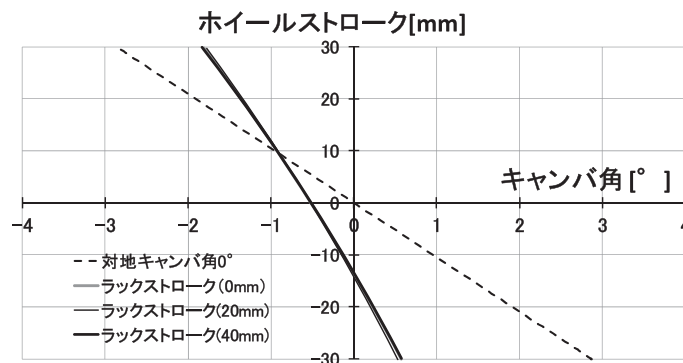


Fig. 16 Camber angle characteristics at rack strokes

スに比べて対地キャンバ角  $0^\circ$  のラインに近づいたことがわかる。

しかし、レイアウト上、アッパーアームの長さをさらに短くできないため、コーナリング時に重要であるバウンド側を対地キャンバ角  $0^\circ$  のラインにできるだけ近づけることにする。キャンバ角特性はホイールストロークに対して直線的な変化ではなく、曲線的な変化とするため、アッパーアームの車体側座標を25mm 下げるように設定した。また、より目標値に近づけるため、初期キャンバ角を  $-0.5^\circ$  付けた。

次に、トー角変化はバウンド時にトーアウト、リバウンド時にトーインのアンダーステア特性である。トー角変化を起こさないことを目標としているため、タイロッドの車体側座標を5mm 下げるように設定した。以上の変更を織り込



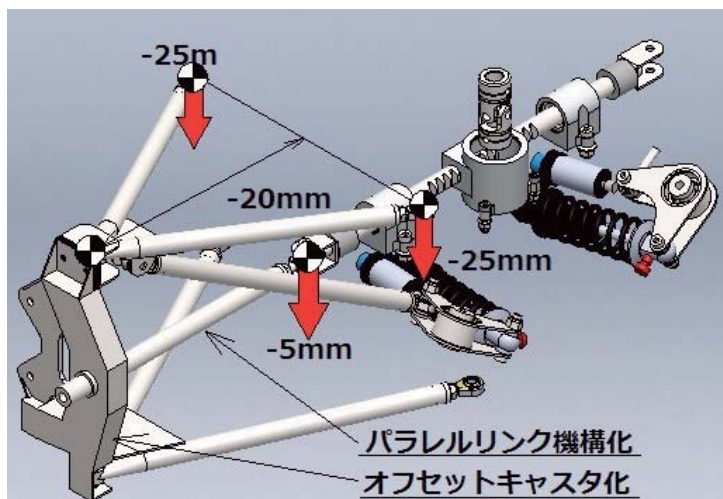


Fig. 17 Proposed change of geometry

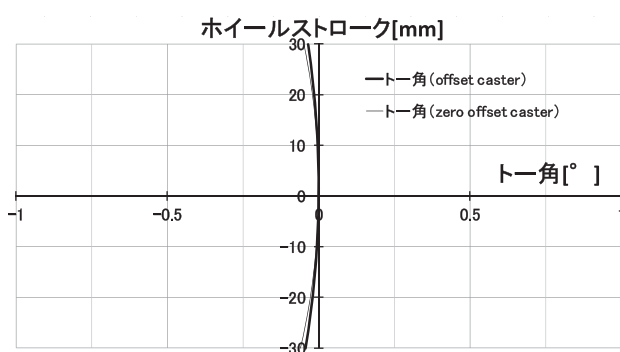


Fig. 18 Characteristics of toe angle (Offset caster)

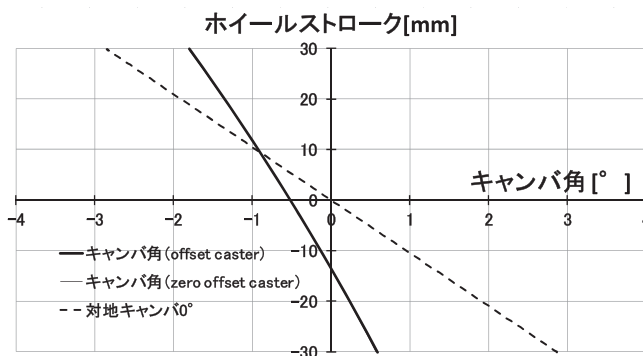


Fig. 19 Camber angles at rack stroke 0 mm

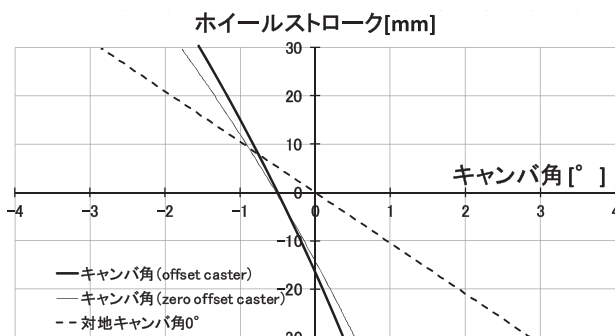


Fig. 20 Camber angles at rack stroke 20 mm

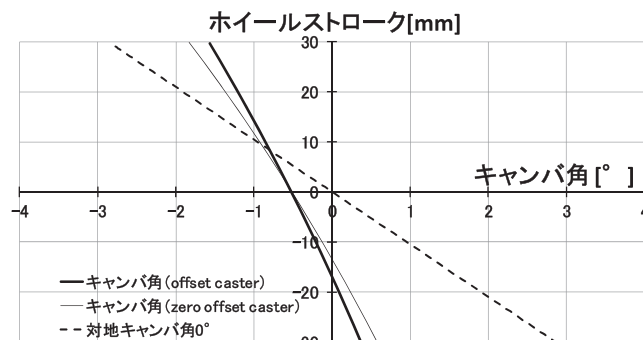


Fig. 21 Camber angles at rack stroke 40 mm

んだジオメトリを Case 2 と呼ぶことにする。図15は Case 2 の計算結果を示す。この図より、キャンバ角とトー角特性が目標に大きく近づくことがわかる。

また、操舵時のキャンバ変化についても調べた。図16はラックストロークを20mm、40mmとした時の、旋回外輪側のキャンバ角（対車体）の変化を示す。タイヤを操舵すると、わずかではあるがキャンバ角変化が大きくなることが理解できる。

さらに、本報ではトー角とキャンバ角特性に的を絞り、ホイールセンタがキングピン軸上にある一般的なジオメトリ（オフセット無しと記す）と、キングピン軸がホイールセンタからオフセットした「オフセット・キャスト」（オフセット有り）と記す）を比較して考察する。図17は、これまで述べてきたジオメトリに関する変更部位をまとめたものであり、最終的な対策案である。

図18は、オフセットキャスト有りとオフセットキャスト無しのトー角変化を示す。双方ともにトー角変化の目標特性を満たしていることがわかる。厳密に比較すると、オフセットキャスト無しよりもオフセットキャスト有りのほうがトー

角の目標特性に近い結果を得た。

図19は、キャンバ角（対車体）変化を示す。オフセットキャスタ有りとオフセットキャスタ無しのキャンバ角特性は、ほぼ同じ結果となった。

タイヤ操舵時のキャンバ角特性についても検討した。図20と図21は、それぞれラックストロークが20mmと40mmの時のキャンバ角（対車体）変化を示す。2つの図において、オフセット・キャスタ有りとオフセット・キャスタ無しを比較すると、オフセットキャスタ無しのほうがオフセットキャスタ有りよりも目標特性に近いという結果を得た。また、ラック・ストロークが増加するのに伴い、オフセット・キャスタ有り無し共にキャンバ角変化が大きくなる。つまり、この対策案のオフセット・キャスタ化では操舵時のキャンバ角特性を大きく向上できないことが判明した。

#### 4. ま と め

- (1) フロントサスペンションとステアリングの簡易な力学モデルを構築して操舵力軽減策の検討方法、および3D-CAD等を用いたサスペンション／ステアリング・ジオメトリ解析方法を確立した。
- (2) 小型レーシングカーにおいて、車両運動性能の目標性能確保と操舵力軽減の両立は可能であることを明らかにした。操舵力は計算上、2013年度JSAEフォーミュラカー仕様よりも約50%軽減することが可能であり、その対策案を示すことができた。

#### 文 献

- (1) Mori,K., Maneuverability and Stability of Vehicle through Chassis Integrity Control, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.68, No.671 (2002), pp.172-179.
- (2) 森和典, “サスペンション・ステアリング幾何の計算法に関する考察”, 久留米工業大学研究報告, No.36 (2014-3), pp.13-31.
- (3) 藤岡健彦, 鎌田実, 自動車プロジェクト開発工学 (2001), pp.146-155, 技報堂出版.
- (4) 宇野高明, 車両運動性能とシャシーメカニズム (1994), pp.82-89, グランプリ出版.